



Федеральное агентство по рыболовству
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Астраханский государственный технический университет»
Система менеджмента качества в области образования, воспитания, науки и инноваций сертифицирована
ООО «ДКС РУС» по международному стандарту ISO 9001:2015

Институт морских технологий, энергетики и транспорта

Кафедра «Общеинженерные дисциплины
и наземный транспорт»

РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ И ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
ПО КУРСУ «МЕХАНИКА»**

для студентов направлений

21.03.01 Нефтегазовое дело

13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника

20.03.02 Природообустройство и водопользование

Астрахань 2024

Хахов А.А.

Расчет шпоночных и шлицевых соединений. Методические указания по курсу «Механика». – Астрахань: АГТУ, 2024. – 21 с.

В пособии рассмотрены теоретические сведения о шпоночных и шлицевых соединениях и приведены примеры расчета соединений сегментными шпонками и прямобочными шлицами.

Пособие предназначено в помощь студентам для подготовки к текущей аттестации по курсам «Механика», «Прикладная механика» и «Сопротивление материалов», «Детали машин и основы конструирования».

Методическое пособие обсуждено и рекомендовано к изданию на заседании кафедры «Общеинженерные дисциплины и наземный транспорт» ФГБОУ ВО «Астраханский государственный технический университет»

Протокол заседания кафедры № 3 от 13.03.2024г.

Рецензент: Славин Б.М., доцент кафедры «Общеинженерные дисциплины и наземный транспорт», к. т. н., доцент.

© Хахов А.А., 2024

© Астраханский государственный
технический университет, 2024

СОДЕРЖАНИЕ

1. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	4
2. ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	9
3. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ШПОНОЧНЫХ И ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ	15
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	17
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	18

1. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шпоночные соединения – это разборные подвижные или неподвижные соединения двух деталей, с применением специальных закладных деталей шпонок.

Шпоночное соединение применяется, как правило, для подвижного или неподвижного соединения двух деталей (вала и ступицы) с целью предотвращения их относительного проворота при передаче крутящего момента. Иногда шпоночное соединение применяется для предотвращения относительного сдвига соединяемых плоских деталей, например, при защите стягивающих болтов от воздействия перерезывающей нагрузки. Плоские соединения в данной лекции не рассматриваются, поэтому в дальнейшем под понятием шпоночное соединение имеются в виду только соединения типа вал-ступица.

Классификация шпоночных соединений:

1) по степени подвижности:

- подвижное (с направляющей или скользящей шпонкой) (рис. 1);
- неподвижное (рис. 2);

2) по усилиям, действующим в соединении:

- напряжённые, такие, в которых напряжения создаются при сборке и существуют независимо от наличия рабочей нагрузки, все напряжённые соединения являются неподвижными;
- ненапряжённые, в которых напряжения возникают только при воздействии рабочей нагрузки;

3) по виду применяемых шпонок:

- с призматической шпонкой, могут быть либо неподвижными, либо подвижными, скользящая и направляющая шпонки в подвижном соединении являются призматическими;
- с сегментной шпонкой;
- с цилиндрической шпонкой;
- с клиновой шпонкой, соединение напряжённое;
- с тангенциальной шпонкой, соединение напряжённое;

Достоинства шпоночных соединений:

- простота и надёжность конструкции;
- лёгкость сборки и разборки;
- простота изготовления и низкая стоимость.

Недостатки шпоночных соединений:

- ослабление сечений вала и ступицы шпоночным пазом;
- высокая концентрация напряжений в углах шпоночного паза;
- для большинства соединений децентровка (смещение оси ступицы относительно оси вала) на половину диаметрального зазора.

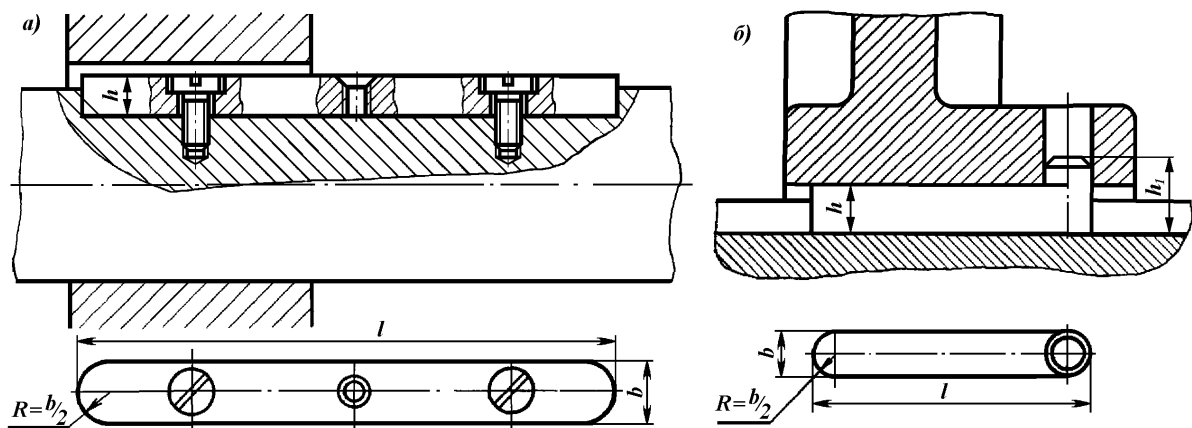


Рис. 1. Подвижные соединения призматической шпонкой:
а) направляющая шпонка; б) скользящая шпонка.

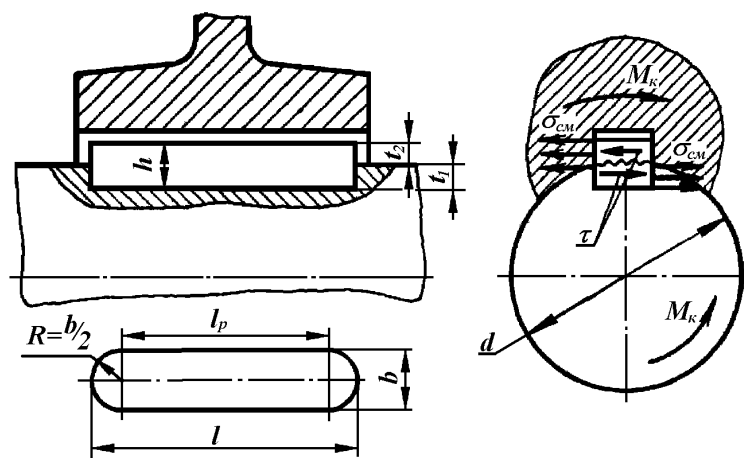


Рис. 2. Неподвижное соединение призматической шпонкой

Для закладки шпонок соединяемые детали, вал и ступица должны иметь шпоночные канавки. Шпоночные канавки выполняются: на валу под сегментную шпонку дисковой шпоночной фрезой, под остальные виды шпонок, кроме цилиндрической, либо дисковой, либо концевой (торцевой, пальцевой) шпоночными фрезами; паз в ступице выполняется либо протягиванием (инструмент – шпоночная протяжка, точность и качество изготовления паза высокие) либо долблением (точность на 1...2 квалитета ниже, чем при протягивании). Поэтому протягивание применяют в массовом и крупносерийном производстве, долбление – в индивидуальном, поскольку оно не требует специализированного инструмента (протяжки).

Шпонки в своём большинстве изготавливаются из качественных среднеуглеродистых сталей 45, 50, 55. В некоторых случаях для изготовления особо ответственных шпонок используются легированные стали 40Х, 40ХН, 25ХГС и некоторые другие. С целью повышения прочности шпонок заготовки для их изготовления подвергаются улучшающей термической обработке. Однако твердость поверхности шпонок должна быть ниже таковой для соединяемых деталей.

В производстве машин наиболее широкое применение находят призматические шпонки. Призматические шпонки применяются трёх видов: закладные, направляющие и скользящие. По форме исполнения торцов призматические

шпонки бывают с двумя закруглёнными торцами, с одним закруглённым и другим прямым торцами и с двумя прямыми торцами.

Закладные шпонки применяются в неподвижных соединениях (ступица неподвижна относительно вала, направляющие и скользящие шпонки – в подвижных). Направляющая шпонка крепится в пазу вала, а вращающаяся вместе с валом и имеющая возможность скольжения вдоль его продольной оси ступица при движении скользит стенками своего паза по закреплённой на валу шпонке. Скользящая шпонка закрепляется неподвижно в пазу ступицы и при движении последней скользит в пазу вала.

Поперечные размеры призматических шпонок стандартизованы для различных диаметров валов. В поперечном сечении призматические шпонки имеют форму прямоугольника с отношением высоты к ширине $h/b = 1:1 \dots 1:2$. В зависимости от диаметра вала ширина шпонки (в номинальном значении равная ширине пазов вала и ступицы) $b \approx (0,2 \dots 0,3) \cdot d$, где d - диаметр вала, причём, чем больше диаметр вала, тем меньше отношение b/d . Глубина шпоночного паза на валу обычно составляет $t_1 = 0,6 \cdot h$, а глубина паза ступицы – $t_2 = 0,5 \cdot h$, таким образом, радиальный зазор между дном паза ступицы и верхней гранью шпонки $c = 0,1 \cdot h$. Шпонка в паз вала устанавливается в большинстве случаев по более плотной посадке по сравнению с пазом ступицы.

Одним из главных недостатков призматических шпонок является необходимость их индивидуальной подгонки к размерам пазов вала и ступицы, то есть трудность обеспечения взаимозаменяемости, что ограничивает их применение в крупносерийном производстве.

В качестве другого недостатка следует назвать способность призматической шпонки к опрокидыванию в процессе износа и смятия боковых рабочих поверхностей, так как силы, действующие на шпонку, образуют моментную пару, а по высоте шпонки в пазе всегда имеется некоторый зазор.

От последнего недостатка свободны сегментные шпонки, поскольку они существенно глубже сидят в пазе вала (рис. 3). Такое заглубление сегментной шпонки и её форма в виде сегмента прямого кругового цилиндра позволяет устанавливать шпонку в паз вала без натяга, что, в свою очередь, облегчает сборку соединения и обеспечивает выполнение условий взаимозаменяемости, то есть позволяет использовать шпонку без предварительной подгонки.

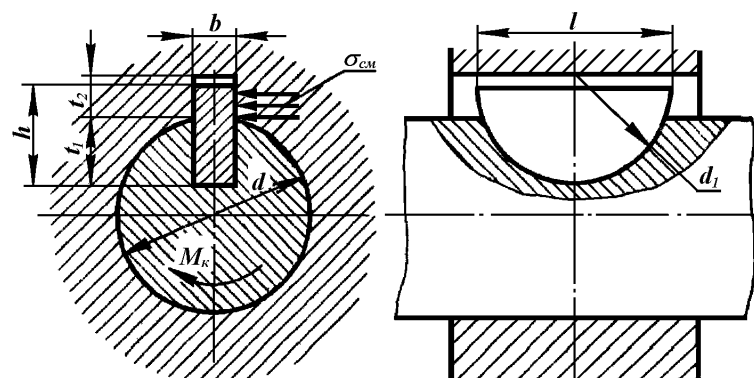


Рис. 3. Соединение сегментной шпонкой

Недостатком сегментных шпонок является более сильное в сравнении с призматическими ослабление сечения вала. Поэтому сегментные шпонки применяются, как правило, на малонагруженных изгибающими моментами участках валов. Такими участками чаще всего являются концевые участки валов.

Сегментные шпонки так же, как и призматические, стандартизованы, причём в обоих случаях стандарт составлен так, что прочность шпонки на срез по границе прилегания вала и ступицы всегда выше прочности боковых поверхностей шпонок по напряжениям смятия. Это обуславливает главенство расчёта на смятие боковых поверхностей шпонки. Проверка призматических и сегментных шпонок на смятие выполняется по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma]_{см}; \quad (1)$$

где T – передаваемый соединением крутящий момент;

d – диаметр вала;

l_p – рабочая длина шпонки (без учета длины закруглённых торцов);

h – высота шпонки;

t_1 – величина заглубления шпонки в паз вала.

В особо ответственных соединениях или при использовании нестандартных материалов для изготовления шпонки выполняется её проверочный расчёт на срез

$$\tau = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l \cdot b} \leq [\tau]; \quad (2)$$

где l – полная длина шпонки;

b – её ширина; остальные величины определены выше.

Тангенциальные и клиновые шпонки применяются в напряжённых соединениях. Как тангенциальные, так и клиновые шпонки стандартизованы.

Тангенциальная шпонка (рис. 4) состоит из двух деталей, каждая из которых выполнена в форме призматического клина с прямоугольным поперечным сечением. Уклон клина обычно составляет 1:100. Тангенциальные шпонки устанавливаются парами с углом между опорными поверхностями шпонок на валу 120...180°.

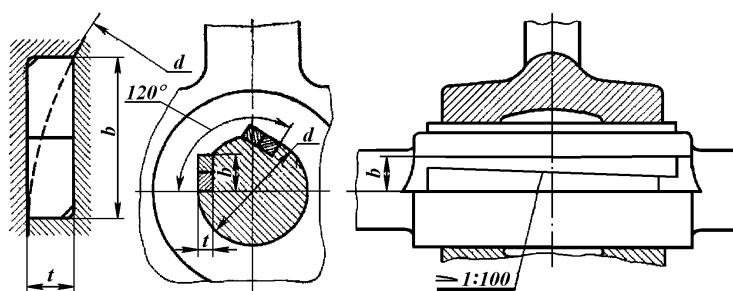


Рис. 4. Соединение тангенциальной шпонкой

Достоинства тангенциальных шпонок:

1. материал тангенциальной шпонки работает на сжатие;
2. более благоприятная форма шпоночного паза в отношении концентрации напряжений.

Недостатком тангенциальной шпонки можно считать её конструктивную сложность.

Тангенциальные шпонки наиболее широко применяются в тяжёлом машиностроении, для крупных валов, нагруженных переменными нагрузками (силами и моментами) большой интенсивности.

Клиновые шпонки (рис. 5) передают момент посредством сил трения, возникающих при взаимодействии шпонки с поверхностями паза вала и паза ступицы, перпендикулярными радиусу (дном шпоночных пазов вала и ступицы). Уклон клина клиновых шпонок так же, как и у тангенциальных, составляет 1:100. При сборке соединения клиновая шпонка под нагрузкой, иногда ударами, загоняется в шпоночный паз, создавая в соединении предварительный натяг.

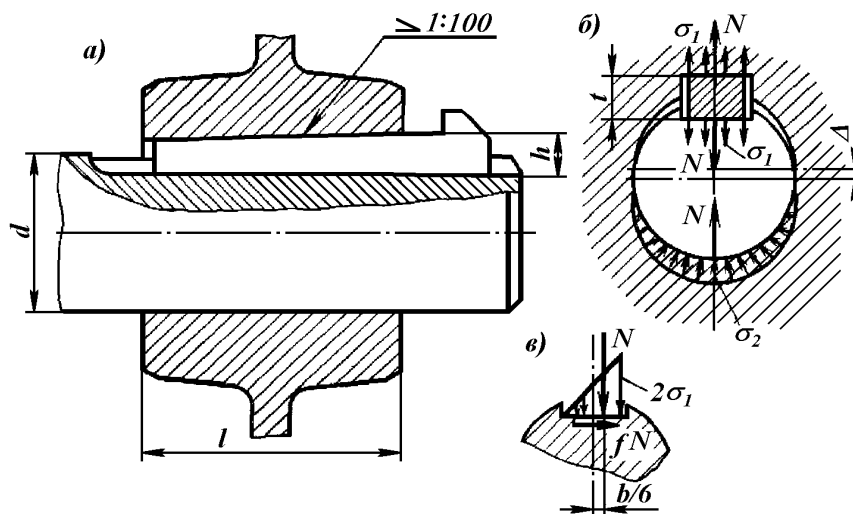


Рис. 5. Соединение клиновой шпонкой:

- а) продольный разрез; б) напряжённое состояние после сборки;
в) усилия в шпоночном пазе вала в процессе работы

Преимущества клиновых шпонок:

- не требуется дополнительных деталей, удерживающих ступицу от осевого перемещения;
- соединение с клиновой шпонкой может выдерживать и небольшую (относительно крутящего момента) осевую нагрузку;
- хорошо работают при действии переменных нагрузок.

Недостатки клиновых шпонок:

- сильная децентровка ступицы относительно геометрической оси вала;
- при малой длине ступицы возможен её значительный перекося и осевое биение обода закрепляемой детали (шкива, звёздочки, зубчатого колеса);
- затруднена разборка при ремонте.

Соединение применяется для крепления шкивов и звёздочек на концевых участках валов.

Выбор допускаемых напряжений производится по материалу наименее прочной детали соединения, так при стальных соединяемых деталях, вале и ступице, наименее прочной является, как правило, шпонка, при ступице из лёгких

алюминиевых сплавов последняя оказывается самой слабой деталью, и т.д. Допускаемые напряжения смятия определяются по выражению

$$[\sigma]_{см} = \frac{\sigma_T}{[n]} ; \quad (3)$$

где $[n]$ – нормативный коэффициент запаса, назначаемый в зависимости от требований работоспособности и надёжности, предъявляемых к соединению. Обычно $1,5 \leq [n] \leq 2$.

Так для призматических шпонок, выполненных из стали 45, при постоянной нагрузке и непрерывной работе соединения принимают $[\sigma]_{см} = (50...70)$ МПа, при периодической работе соединения с 50 % загрузкой по времени – $[\sigma]_{см} = (130...180)$ МПа, при проверке соединения на работоспособность при предельных статических нагрузках (например, при запуске механизма) – $[\sigma]_{см} = 200$ МПа. Для подвижных соединений с целью предупреждения образования задиров и заедания при осевом перемещении ступицы под нагрузкой допускаемые напряжения снижают ещё в 2...4 раза. При незакалённых поверхностях соединяемых деталей подвижного соединения принимают $[\sigma]_{см} = (10...30)$ МПа.

2. ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шлицевое (зубчатое, пазовое) соединение – подвижное или неподвижное соединение двух соосных деталей, имеющих равномерно расположенные пазы и выступы (выступы одной детали входят в пазы другой).

Шлицевое соединение (рис. 14.7) конструктивно включает всего две детали: вал, несущий на своей цилиндрической поверхности продольные выступы определённой формы – шлицы, и ступицу, в отверстии которой выполнены продольные пазы, соответствующие по конфигурации шлицам вала.

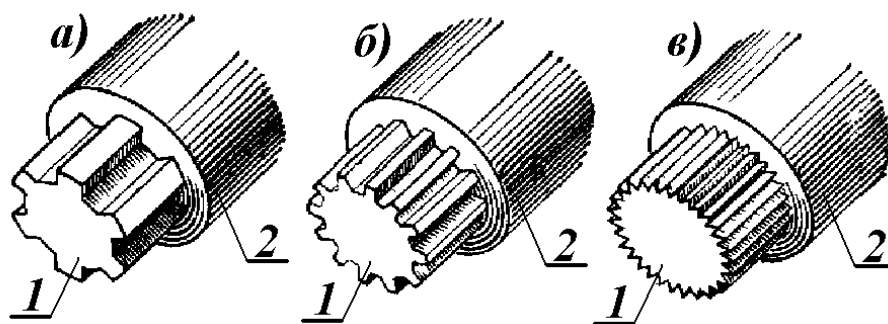


Рис. 6. Шлицевое соединение:

- а) прямоугольными шлицами; б) эвольвентными шлицами;
в) треугольными шлицами;
1 – вал, 2 – ступица.

В шлицевых соединениях используются шлицы трёх разновидностей поперечного сечения: прямоугольные (рис. 6, а), эвольвентные (рис. 6, б) и треугольные (рис. 6, в). Прямоугольные шлицы в поперечном сечении имеют боковые

стенки в виде прямой линии, боковая поверхность эвольвентных шлицов в поперечном сечении образует эвольвенту, а треугольные шлицы в поперечном сечении имеют форму треугольника со срезанной вершиной.

По направлению продольной оси шлицы бывают: прямолинейные, продольная ось которых направлена вдоль образующей несущего цилиндра, и винтовые, имеющие продольную ось, направленную по винтовой линии под некоторым углом к образующей несущего цилиндра.

Шлицевые соединения находят самое широкое применение, как в общемашиностроительных конструкциях (станки, транспортные и транспортирующие машины, грузоподъёмные устройства и т.п.), так и в машинах армейского применения (военные автомобили, гусеничные и колёсные многоцелевые и специальные машины, летательные машины и т.п.). Широкое применение шлицевых соединений обусловлено их преимуществами перед шпоночным.

Преимущества шлицевого соединения:

- высокая нагрузочная способность;
- меньшая концентрация напряжений в материале вала и ступицы;
- лучшее центрирование соединяемых деталей и более точное направление при осевых перемещениях;
- высокая надёжность при динамических и реверсивных нагрузках;
- минимальное число деталей, участвующих в соединении.

Недостатком шлицевого соединения является относительно высокая стоимость и трудоёмкость изготовления.

Шлицевые валы изготавливаются в массовом производстве по технологии, аналогичной технологии изготовления зубчатых колёс (метод обкатки, способ – нарезание посредством червячных фрез), в штучном и мелкосерийном производстве используется метод копирования (требует наличия специального инструмента), а в случае отсутствия специнструмента валы изготавливаются методом фрезерования на универсальных фрезерных станках. Возможно также изготовление таких валов на обрабатывающих центрах с числовым программным управлением.

Шлицевые пазы в отверстиях ступиц при массовом производстве изготавливаются методом протягивания (инструмент – протяжка) или долблением специальными долбьями. В штучном производстве изготовление ведётся только долблением.

Прямобочные и эвольвентные шлицевые соединения стандартизованы. Прямобочные шлицевые соединения выполняются с числом шлицов $6 \leq z \leq 20$ для диаметров валов $14 \leq d \leq 125$ мм; эвольвентные – $6 \leq z \leq 82$ для валов диаметром $4 \leq d \leq 500$ мм. Стандартом для прямобочных шлицов предусмотрены 3 серии соединений: лёгкая, средняя и тяжёлая, предназначенные для восприятия нагрузки разной интенсивности.

Центрирование вала и ступицы в шлицевых соединениях может выполняться тремя способами:

- по боковым поверхностям шлицов;
- по внешнему (наружному) диаметру (диаметру вершин шлицов);
- по внутреннему диаметру (по дну впадин между шлицами).

В прямобочных шлицевых соединениях используют любой из трёх названных способов центрирования (рис. 7, а, б, в), в эвольвентных – только два, по боковым поверхностям или по наружному диаметру (рис. 7, г, д), в соединениях с треугольными шлицами применим только способ центрирования по боковым поверхностям (рис. 7, е).

Центрирование по боковым поверхностям зубьев обеспечивает более равномерное распределение нагрузки, но хуже центрирует соединение. При наличии радиальной нагрузки происходит смещение зубцов относительно впадин, что ведёт к быстрому износу соединения вследствие возникновения фриттинг-коррозии. Этот вид центрирования наиболее выгоден для соединений подверженных действию реверсивных и неравномерных (особенно ударных) нагрузок при относительно невысоких скоростях вращения.

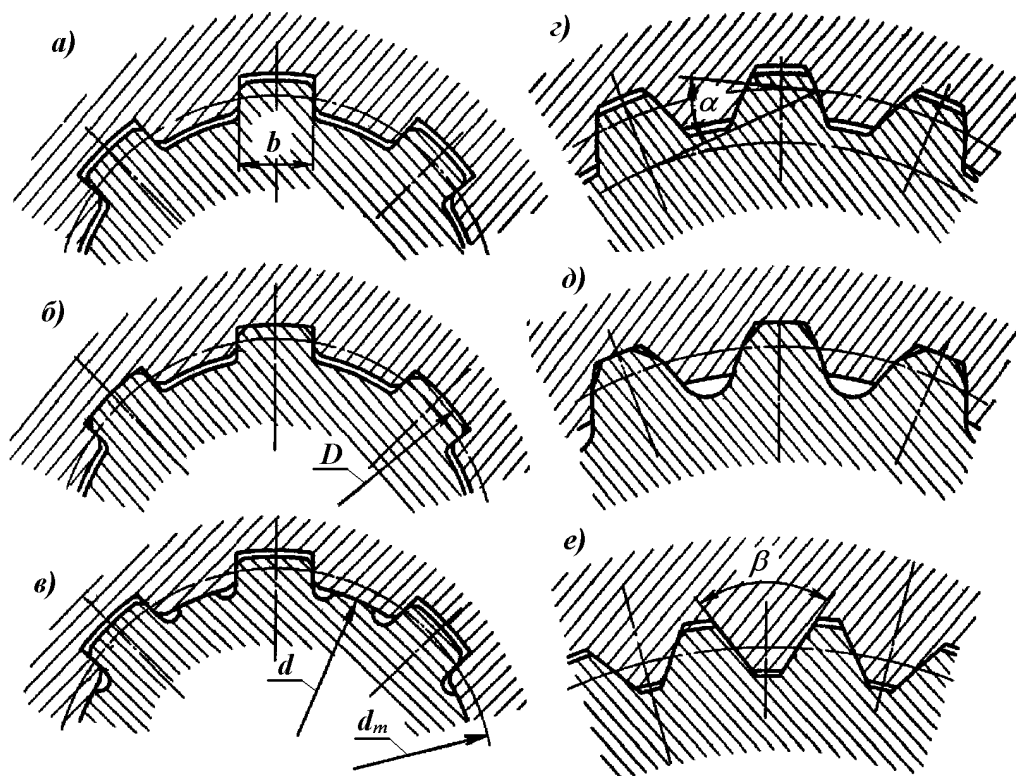


Рис. 7. Типы и центрирование зубчатых соединений:
 прямобочные – а) по боковым поверхностям b ; б) по наружному диаметру D ;
 в) по внутреннему диаметру d ;
 эвольвентные – г) по боковым поверхностям; д) по наружному диаметру;
 треугольные – е) центрируются только по боковым поверхностям.

Центрирование по диаметрам, наружному или внутреннему обеспечивает более высокую соосность вала и ступицы. Выбор в качестве центрирующего внутреннего или наружного диаметра определяется технологическими требованиями. При относительно невысокой твёрдости ступицы (≤ 350 НВ или ≤ 38 HRC) центрирование лучше выполнять по наружному диаметру (80 % прямобочных шлицевых соединений). В этом случае вал шлифуется по внешнему диаметру, а шлицевое отверстие ступицы выполняют протягиванием. При более высоких значениях твёрдости ступицы центрировать соединение предпочтительно по

внутреннему диаметру. В этом варианте центрирования внутренний диаметр ступицы и вала шлифуется, но шлифование выполняют на разных станках: ступицу шлифуют на внутришлифовальном, а вал на шлицешлифовальном.

Обозначение прямобочного шлицевого соединения в документации включает параметры:

№ позиции	Параметр
1.	Поверхность центрирования: D – наружный диаметр; d – внутренний диаметр; b – боковая поверхность; (разделитель позиций – тире).
2.	Число шлицов (разделитель позиций – знак умножения).
3.	Внутренний диаметр
4.	Посадка по внутреннему диаметру (разделитель позиций – знак умножения).
5.	Наружный диаметр
6.	Посадка по наружному диаметру (разделитель позиций – знак умножения).
7.	Ширина шлица (зуба на валу).
8.	Посадка по ширине шлица.
9.	Стандарт, регламентирующий параметры соединения.

Пример обозначения прямобочного шлицевого соединения с указанием позиций:

№ позиции	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Обозначение	$D -$	$8 \times$	36	$H11/a11 \times$	40	$H7/j_6 \times$	6	$F8/f8$	ГОСТ 1139-80.

Эвольвентные шлицевые соединения по сравнению с прямобочными обладают повышенной несущей способностью и меньшей концентрацией напряжений (примерно в 2 раза). Эти соединения удобно изготавливать по технологии изготовления зубчатых колёс (методом обкатки). Шлицы вала при этом могут изготавливаться фрезерованием модульной червячной фрезой на зубофрезерном станке, а пазы ступицы либо долблением на зубодолбёжном станке, либо протягиванием. Угол профиля образующей рейки (в некотором роде аналог угла зацепления зубчатых колёс) $\alpha = 30^\circ$ (см. рис. 7, г), а высота шлица – $(0,8 \dots 1,0) \cdot m$.

Обозначение эвольвентного шлицевого соединения в документации несколько проще и включает параметры:

№ позиции	Параметр
Центрирование по боковым поверхностям зубьев	
1.	Наружный диаметр (разделитель позиций – знак умножения).
2.	Модуль шлицевого соединения (разделитель позиций – знак умножения).
3.	Посадка по боковым поверхностям шлицов (разделитель позиций – знак умножения).
4.	Стандарт, регламентирующий параметры соединения.
Центрирование по наружному диаметру	
1.	Наружный диаметр (разделитель позиций – знак умножения).
2.	Посадка по наружному диаметру (разделитель позиций – знак умножения).
3.	Модуль шлицевого соединения.
4.	Стандарт, регламентирующий параметры соединения.

Пример обозначения эвольвентного соединения с указанием позиций:

№ позиции	1	2	3	4
Центрирование по боковым поверхностям зубьев				
Обозначение	$70 \times$	$3 \times$	$H9/k8$	$ГОСТ 6033-80.$
Центрирование по наружному диаметру				
Обозначение	$50 \times$	$H7/g6 \times$	2	$ГОСТ 6033-80.$

Треугольные шлицевые соединения не стандартизованы и применяются главным образом в качестве неподвижных при тонкостенных соединяемых элементах или при наличии жёстких ограничений в диаметральных размерах. Центрирование в этих соединениях, как упоминалось выше, возможно только по боковым поверхностям шлицов. Угол впадины между боковыми поверхностями шлицов вала может составлять $\beta = 90^\circ$, $\beta = 72^\circ$ или $\beta = 60^\circ$ (см. рис. 7, е). Модуль таких шлицов невелик и обычно лежит в пределах $0,2 \leq m \leq 1,5$ мм. Иногда треугольное шлицевое соединение для удобства сборки выполняют конусным при конусности 1:16.

Расчёт шлицевых соединений. Основными критериями работоспособности шлицевых соединений является сопротивление боковых поверхностей зубьев изнашиванию и смятию. Неподвижные шлицевые соединения рассчитывают только на смятие (при отсутствии осевых и опрокидывающих нагрузок).

Расчёт на смятие производится по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d_{ср} \cdot z \cdot h \cdot l \cdot \psi} \leq [\sigma]_{см}; \quad (4)$$

где $\sigma_{см}$ и $[\sigma]_{см}$ – действующие и допускаемые напряжения для детали, изготовленной из наиболее слабого материала; T – момент, передаваемый соединением; $d_{ср}$ – средний диаметр соединения; z – число зубьев в соединении; h и l – высота и длина контактной поверхности зубьев; ψ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения давления по длине контактной поверхности зуба ($0,7 \leq \psi \leq 0,8$).

Высота контактной поверхности зуба h и средний диаметр соединения d_{cp} для разных типов соединений составляют:

для соединений с прямобоковыми шлицами

$$h = \frac{D-d}{2} - 2 \cdot f, \quad d_{cp} = \frac{D+d}{2};$$

где f – величина фаски зуба;

для соединений с эвольвентными шлицами

$$h = 0,815 \cdot m, \quad d_{cp} = D - 1,1 \cdot m;$$

для соединений с треугольными шлицами

$$h = \frac{D-d}{2}, \quad d_{cp} = m \cdot z.$$

Допускаемые напряжения для подвижных шлицевых соединений стальных деталей принимаются:

при лёгких условиях работы $[\sigma]_{см} = 10...20 \text{ МПа};$

при тяжёлых условиях работы $[\sigma]_{см} = 5...10 \text{ МПа}.$

Для неподвижных соединений допускаемые напряжения

$$[\sigma]_{см} = \frac{\sigma_T}{[s] \cdot K_{см} \cdot K_{\partial}}; \quad (7)$$

где $[s] = (1,25...1,4)$ – нормативный коэффициент запаса, учитывающий условия работы и изготовления деталей соединения;

$K_{см} = (4...5)$ – коэффициент концентрации нагрузки, определяемый по ГОСТ 21425-75;

$K_{\partial} = (2...2,5)$ – коэффициент динамичности нагрузки при реверсировании нагрузки без ударов.

При проверке соединения на износ действующие напряжения, вычисленные по (4), проверяются на выполнение соотношения

$$\sigma \leq [\sigma]_{изн} \cdot K_p; \quad (8)$$

где $K_p = \sqrt[3]{(10^8 / N)}$ – коэффициент, учитывающий число циклов нагружения, а допускаемые напряжения по износу $[\sigma]_{изн}$ зависят от параметров внешней нагрузки и термообработки рабочих поверхностей шлицов. Для шлицов, закалённых до поверхностной твёрдости $HRC\ 60$, принимают $[\sigma]_{изн} = 40...85 \text{ МПа}$, а для шлицованных деталей без термохимической обработки – $[\sigma]_{изн} = 25...50 \text{ МПа}$.

3. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ШПОНОЧНЫХ И ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

3.1. Шпонка на выходном конце быстроходного вала.

Вращающий момент: $T = 282 Н * м$,

диаметр вала: $d = 45 мм$,

длина ступицы: $l_{ст.} = 63 мм$,

Выбираем сечение шпонки по диаметру от 44 до 50 мм (Приложение 1):

- $b \times h = 14 \times 9$
- глубина паза вала: $t_1 = 5,5 мм$
- глубина паза ступицы: $t_2 = 3,8 мм$

Длина шпонки определяется длиной ступицы:

$$l = l_{CT} - (5 \div 10) мм = 63 - (5 \div 10) = 58 \div 53 (мм)$$

выбираем стандартную длину шпонки $l = 56 мм$

«Шпонка 14×9×56 ГОСТ 23360-78»

Расчетная длина шпонки со скругленными концами:

$$l_p = l_{unn} - b = 56 - 14 = 42 мм$$

$[\sigma]_{см} = 150 МПа$ - допускаемое напряжение смятия при переходной посадке на вал. При посадке с натягом $[\sigma]_{см} = 200 МПа$

Фактическое напряжение смятия:

$$\sigma_{см} = \frac{2 * T * 10^3}{d * (h - t_1) * l_p} = \frac{2 * 282 * 10^3}{45 * (9 - 5,5) * 42} = 85,3 (МПа)$$

Условие прочности выполняется.

3.2. Шлицевое соединение на выходном конце тихоходного вала.

Вращающий момент: $T = 11168 Н * м$,

диаметр вала: $d = 102 мм$,

длина ступицы: $l_{ст.} = 168 мм$,

Выбираем сечение шлица по диаметру $d=102 мм$ (Приложение 2):

- $D = 108 мм$
- $z = 10 мм$
- $b = 16 мм$
- $f = 0,5$

$$\sigma_{см} = \frac{2 * T * 10^3}{d_{cp} * z * \psi * h * l}$$

Где $\psi = 0.7 \div 0.8 = 0,75$, учитывает неравномерность распределения нагрузки

$$d_{cp} = \frac{D + d}{2} = \frac{102 + 108}{2} = 105$$

$$h = \frac{D - d}{2} = \frac{108 - 102}{2} = 3$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 * 11168 * 10^3}{105 * 10 * 0,75 * 3 * 168} = 56,3 \text{ (МПа)}$$

$[\sigma]_{см} = 150 \text{ МПа}$ - допускаемое напряжение смятия для шлицевого соединения.
Условие прочности выполняется.

3.3. Шпонка под червячным колесом.

Вращающий момент: $T = 11168 \text{ Н} * \text{м}$,

диаметр вала: $d = 142 \text{ мм}$,

длина ступицы: $l_{ст.} = 199 \text{ мм}$,

Выбираем сечение шпонки по диаметру от 95 до 110 мм (Приложение1):

- $b \times h = 28 \times 16$
- глубина паза вала: $t_1 = 10 \text{ мм}$
- глубина паза ступицы: $t_2 = 6,4 \text{ мм}$

Длина шпонки определяется длиной вала под колесом:

$$l = l_{СТ} - (5 \div 10) \text{ мм} = 199 - (5 \div 10) = 194 \div 189 \text{ (мм)}$$

выбираем стандартную длину шпонки $l = 200 \text{ мм}$

«Шпонка 28×16×200 ГОСТ 23360-78»

Расчетная длина шпонки со скругленными концами:

$$l_p = l_{ин} - b = 200 - 28 = 172 \text{ мм}$$

$[\sigma]_{см} = 150 \text{ МПа}$ - допускаемое напряжение смятия при переходной посадке на вал.

Фактическое напряжение смятия:

$$\sigma_{см} = \frac{2 * T * 10^3}{d * (h - t_1) * l_p} = \frac{2 * 11168 * 10^3}{142 * (16 - 10) * 172} = 152 \text{ (МПа)}$$

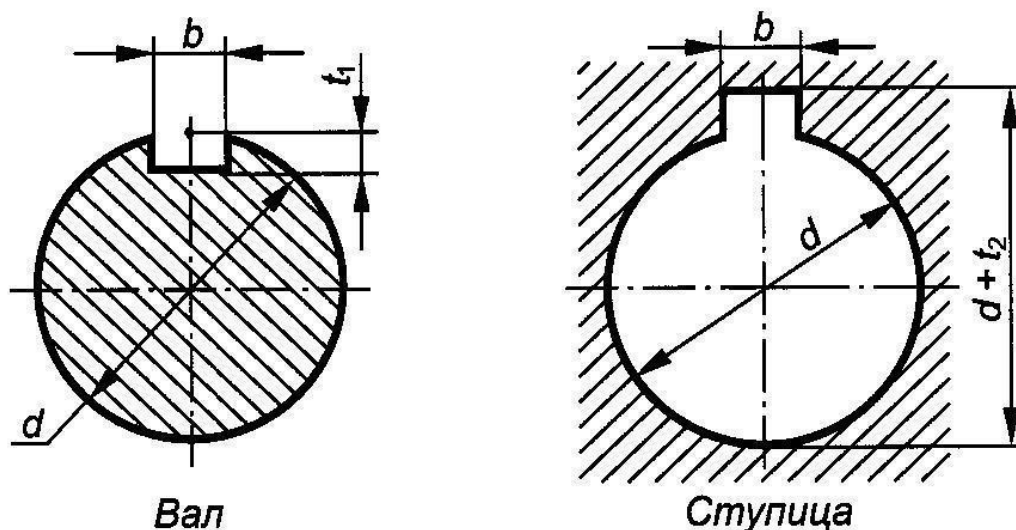
Перегрузка ($\sigma_{см.} > 1,05[\sigma_{см.}]$, $152 \text{ МПа} < 1,05 * 150 = 158 \text{ МПа}$) отсутствует.

Условие прочности выполняется.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гилета В.П. Детали машин. Расчет и проектирование механических передач. – Новосибирск: Изд-во НГТУ. – 2017 – 116с.
2. Гулиа Н.В., Клоков В.Г., Юрков С.А. Детали машин. – С-Пб.: Издательство «Лань», 2013. – 416 с.
3. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование. Справочное учебно–методическое пособие. М: Высшая школа 2005. – 308с.
4. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие для сред. спец. учеб. заведений/ под ред. Д.В. Чернавского. – М.: Альянс, 2005. – 415с.
5. Тюняев А. В., Звездаков В. П., Вагнер В. А. Детали машин. – С-Пб.: Издательство «Лань», 2013. – 736 с.

**Размеры призматических шпонок и
шпоночных пазов по ГОСТ 23360-78**



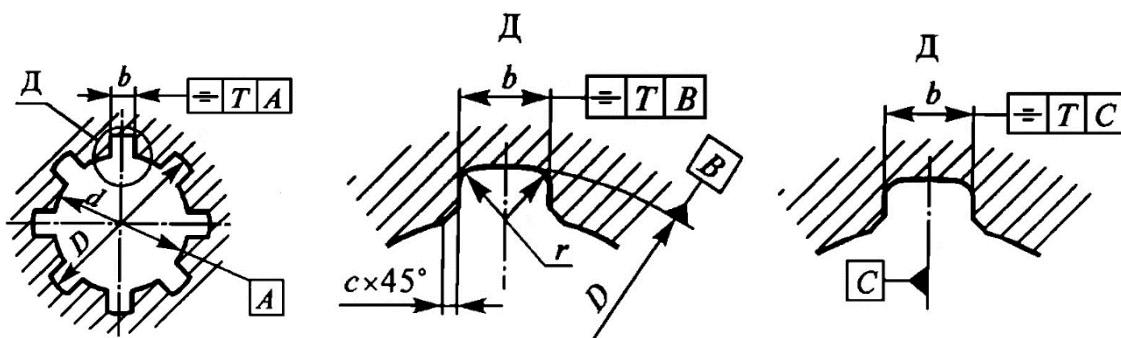
Диаметр вала d , мм	Сечение шпонки		Глубина паза, мм		Длина l , мм
	b , мм	h , мм	вала t_1	ступицы t_2	
Св. 12 до 17	5	5	3	2,3	10...56
» 17 » 22	6	6	3,5	2,8	14...70
» 22 » 30	8	7	4	3,3	18...90
» 30 » 38	10	8	5	3,3	22...110
» 38 » 44	12	8	5	3,3	28...140
» 44 » 50	14	9	5,5	3,8	36...160
» 50 » 58	16	10	6	4,3	45...180
» 58 » 65	18	11	7	4,4	50...200
» 65 » 75	20	12	7,5	4,9	56...220
» 75 » 85	22	14	9	5,4	63...250
» 85 » 95	25	14	9	5,4	70...280

Примечания

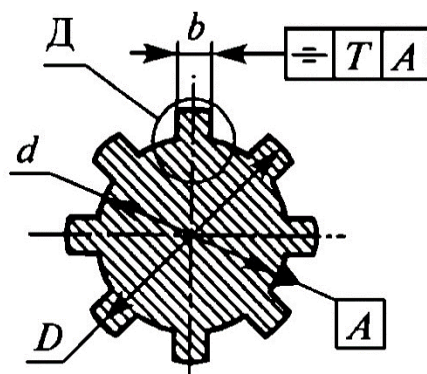
1. Длину l (мм) призматической шпонки выбирают из ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280.
2. Пример обозначения шпонки с размерами $b=18$ мм, $h=11$ мм, $l=80$ мм:
Шпонка 18 × 11 × 80 ГОСТ 23360—78.

Размеры прямобоочных шлицевых соединений по ГОСТ 1139-80

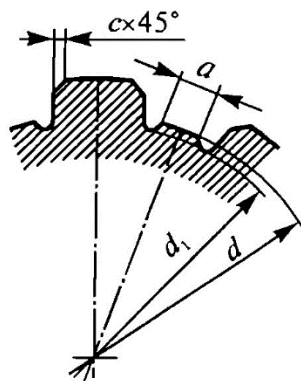
Втулка



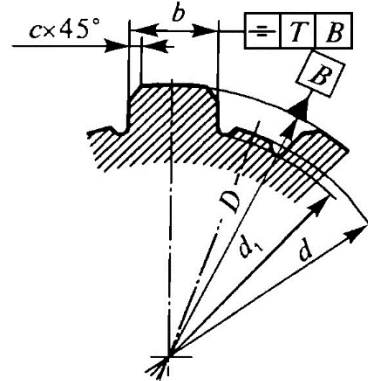
Вал



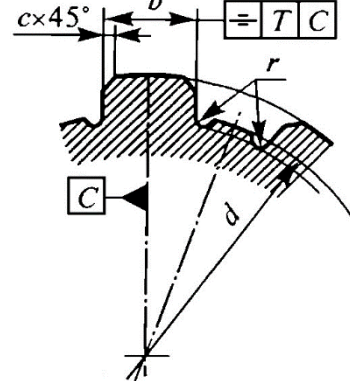
Д
Исполнение 1



Д
Исполнение 2



Д
Исполнение 3



Размеры легкой серии, мм

$z \times d \times D$	z	d	D	b	d_1 не ме- нее	a не менее	c		r не бо- лее
							Номи- нальный	Предель- ные от- клонения	
6×23×26	6	23	26	6	22,1	3,54	0,3	+0,2	0,2
6×26×30	6	26	30	6	24,6	3,85	0,3	+0,2	0,2
6×28×32	6	28	32	7	26,7	4,03	0,3	+0,2	0,2
8×32×36	8	32	36	6	30,4	2,71	0,4	+0,2	0,3
8×36×40	8	36	40	7	34,5	3,46	0,4	+0,2	0,3
8×42×46	8	42	46	8	40,4	5,03	0,4	+0,2	0,3
8×46×50	8	46	50	9	44,6	5,75	0,4	+0,2	0,3
8×52×58	8	52	58	10	49,7	4,89	0,5	+0,3	0,5
8×56×62	8	56	62	10	53,6	6,38	0,5	+0,3	0,5
8×62×68	8	62	68	12	59,8	7,31	0,5	+0,3	0,5
10×72×78	10	72	78	12	69,6	5,45	0,5	+0,3	0,5
10×82×88	10	82	88	12	79,3	8,62	0,5	+0,3	0,5
10×92×98	10	92	98	14	89,4	10,08	0,5	+0,3	0,5
10×102×108	10	102	108	16	99,9	11,49	0,5	+0,3	0,5
10×112×120	10	112	112	18	108,8	10,72	0,5	+0,3	0,5

Размеры средней серии, мм

$z \times d \times D$	z	d	D	b	d_1 не ме- нее	a не ме- нее	c		r не бо- лее
							Номи- нальный	Предель- ные откло- нения	
6×11×14	6	11	14	3,0	9,9	-	0,3	+0,2	0,2
6×13×16	6	13	16	3,5	12,0	-	0,3	+0,2	0,2
6×16×20	6	16	20	4,0	14,5	-	0,3	+0,2	0,2
6×18×22	6	18	22	5,0	16,7	-	0,3	+0,2	0,2
6×21×25	6	21	25	5,0	19,5	1,95	0,3	+0,2	0,2
6×23×28	6	23	28	6,0	21,3	1,34	0,3	+0,2	0,2
6×26×32	6	26	32	6,0	23,4	1,65	0,4	+0,2	0,3
6×28×34	6	28	34	7,0	25,9	1,7	0,4	+0,2	0,3
8×32×38	8	32	38	6,0	29,4	-	0,4	+0,2	0,3
8×36×42	8	36	42	7,0	33,5	1,02	0,4	+0,2	0,3
8×42×48	8	42	48	8,0	39,5	2,57	0,4	+0,2	0,3
8×46×54	8	46	54	9,0	42,7	-	0,5	+0,3	0,5
8×52×60	8	52	60	10	48,7	2,44	0,5	+0,3	0,5
8×56×65	8	56	65	10	52,2	2,50	0,5	+0,3	0,5
8×62×72	8	62	72	12	57,8	2,40	0,5	+0,3	0,5
10×72×82	10	72	82	12	67,4	-	0,5	+0,3	0,5
10×82×92	10	82	92	12	77,1	3,00	0,5	+0,3	0,5
10×92×102	10	92	102	14	87,3	4,50	0,5	+0,3	0,5
10×102×112	10	102	112	16	97,7	6,30	0,5	+0,3	0,5
10×112×125	10	112	125	18	106,3	4,40	0,5	+0,3	0,5

Размеры тяжелой серии, мм

$z \times d \times D$	Число Зубьев z	d	D	b	d_1 не менее	c		r не бо- лее
						Номи- нальный	Предель- ные отклонения	
10×16×20	10	16	20	2,5	14,1	0,3	+0,2	0,2
10×18×23	10	18	23	3,0	15,6	0,3	+0,2	0,2
10×21×26	10	21	26	3,0	18,5	0,3	+0,2	0,2
10×23×29	10	23	29	4,0	20,3	0,3	+0,2	0,2
10×26×32	10	26	32	4,0	23,0	0,4	+0,2	0,3
10×28×35	10	28	35	4,0	24,4	0,4	+0,2	0,3
10×32×40	10	32	40	5,0	28,0	0,4	+0,2	0,3
10×36×45	10	36	45	5,0	31,3	0,4	+0,2	0,3
10×42×52	10	42	52	6,0	36,9	0,4	+0,2	0,3
10×46×56	10	46	56	7,0	40,9	0,5	+0,3	0,5
16×52×60	16	52	60	5,0	47,0	0,5	+0,3	0,5
16×56×65	16	56	65	5,0	60,6	0,5	+0,3	0,5
16×62×72	16	62	72	6,0	56,1	0,5	+0,3	0,5
16×72×82	16	72	82	7,0	65,9	0,5	+0,3	0,5
20×82×92	20	82	92	6,0	75,6	0,5	+0,3	0,5
20×92×102	20	92	102	7,0	85,5	0,5	+0,3	0,5
20×102×115	20	102	115	8,0	94,0	0,5	+0,3	0,5
20×112×125	20	112	125	9,0	104,0	0,5	+0,3	0,5